

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-148412

(43)Date of publication of application : 02.06.1999

(51)Int.Cl.

F02D 41/40
F02D 1/02
F02D 41/04
F02D 45/00

(21)Application number : 09-318127

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 19.11.1997

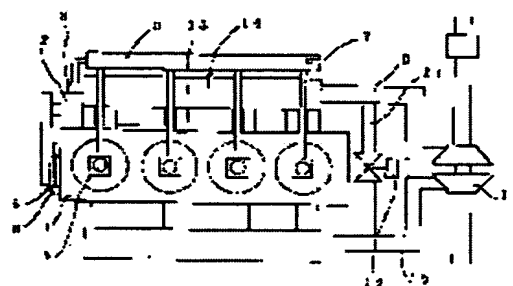
(72)Inventor : UEHARA TETSUYA

(54) CONTROLLER OF DIESEL ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the exhaust amount of NO_x and particulate matter in a low temperature premix combustion and reduce the combustion noise by variably controlling a fuel injection period with an uniform fuel injection amount, detecting the ignition lag period, and setting the fuel injection period longer the longer the ignition lag period is.

SOLUTION: In a common rail type fuel injection system comprising a high pressure supply pump 2, a pressure accumulator chamber 3 and an injector 4, an output signal of a sensor 6 located adjacent to a toothed disc 5 for detecting an engine speed and a crank angle, is input to a control unit with an output signal of a pressure sensor 7 which detects the fuel pressure in the pressure accumulator chamber 3. Then an ignition lag period is calculated, and the calculated ignition lag period is compared with a reference ignition lag period. When the detected ignition lag is longer, a pressure regulator 8 is controlled for correcting a target pressure of the pressure accumulator chamber to be lower than a reference pressure of the pressure accumulator chamber for elongating the injection period to the optimum value.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] the diesel power plant equipped with the common rail injection system -- setting -- etc. -- the control unit of the diesel power plant characterized by setting up this fuel injection period so that it may become an ignition-delay period and below abbreviation equivalent so that it has the control means which carries out adjustable control of the fuel injection period in fuel oil consumption, and an ignition-delay period detection means to detect an ignition-delay period, and an ignition-delay period is long and, as for said fuel-injection-period control means, a fuel injection period may become long.

[Claim 2] An ignition-delay period detection means is the control unit of the diesel power plant according to claim 1 which is equipped with a means to detect engine compression edge temperature, and is characterized by being constituted so that an ignition-delay period may be computed based on the this detected compression edge temperature.

[Claim 3] An ignition-delay period detection means is the control unit of the diesel power plant according to claim 2 characterized by being constituted so that it may have a means to detect an engine compression edge pressure and an ignition-delay period may be computed based on this compression edge pressure and compression edge temperature.

[Claim 4] An ignition-delay period detection means is the control unit of a diesel power plant given in any of claim 2 characterized by being constituted so that it may have a means to detect at least one amount among an inspired gas oxygen density, a cylinder wall temperature, and swirl reinforcement and compression edge temperature may be computed based on this amount of detection, or claim 3 they are whenever [engine rotational frequency and suction-gas-temperature].

[Claim 5] A control means is the control unit of the diesel power plant according to claim 1 characterized by being constituted so that a fuel injection period may be controlled only by the predetermined operating range which was equipped with an operational status detection means to detect an engine service condition, and was defined beforehand.

[Claim 6] A control means is the control unit of the diesel power plant according to claim 1 characterized by being constituted so that it has an oxygen density detection means to detect the oxygen density of engine inspired gas, and a fuel injection period may be controlled, only when this oxygen density is lower than a predetermined value.

[Claim 7] It is the control unit of the diesel power plant according to claim 1 characterized by being constituted so that it may amend only to the side which a control means is equipped with an excess-air-factor detection means to detect an engine excess air factor, and makes a fuel injection period shorter than a reference value according to ignition ***** when this excess air factor is smaller than a predetermined value.

[Claim 8] It is the control unit of the diesel power plant according to claim 1 characterized by being constituted so that it may amend only to the side which a control means is equipped with a swirl on-the-strength detection means to detect engine swirl reinforcement, and makes a fuel injection period shorter than a reference value according to an ignition-delay period when this swirl reinforcement is smaller than a predetermined value.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the control unit of a diesel power plant.

[0002]

[A Prior art and its technical problem which should be solved] While a diesel power plant has the advantage that there is little fuel consumption compared with a gasoline engine, it has the problem with many NOx and particulate matter (it is called Following PM.) discharges that the noise is loud. As an approach of solving such a problem, it is the collection 96 of before [the Society of Automotive Engineers of Japan academic lecture meeting] printing. 1996-5 There are some which are depended on the low-temperature premixed combustion described at 85 pages. This is an approach to which protract the ignition-delay period from injection initiation of a fuel to ignition, evaporate, mix a fuel enough during an ignition-delay period, control the amount of diffusive burning, and a premixed combustion rate is made to increase by lag-ization of fuel injection timing while reducing an oxygen density by increasing the amount of exhaust gas recirculation (it being called Following EGR.). Usually, if there are many amounts of premixed combustion, a combustion noise will increase by rapid combustion, but by this approach, since the rate of combustion falls by the fall of the oxygen density by a lot of EGR(s), and the temperature fall at the time of the combustion initiation by lag-izing of fuel injection timing, and ignition-delay period protraction, a combustion noise falls sharply and it becomes possible that coincidence has few diffusive-burning rates and to control discharge of NOx, a smoke, and PM by burning at low temperature.

[0003] In order to realize such low-temperature premixed combustion, it is necessary to end injection of a fuel during an ignition-delay period, and to make a combustion chamber fully distribute a fuel. That is, if a fuel injection period is more sharply [than an ignition-delay period] long, in order to carry out diffusive burning of the fuel injected after combustion started, sufficient PM reduction effectiveness will no longer be acquired. Moreover, if a fuel injection period is shortened too much conversely, since the injection rate of a fuel will become high and the penetration of spraying will become strong too much, the fuel coating weight to a combustion chamber wall surface increases, the discharge of HC increases, and a fuel focuses near the periphery of a combustion chamber, and when the distributed condition of a fuel gets worse conversely, the problem of it becoming impossible to acquire sufficient PM reduction effectiveness arises. Therefore, it is important to optimize the fuel injection period of a fuel by the service condition.

[0004] However, since it was not able to control by the conventional fuel injection equipment represented by a delivery type pump and the sequence-type pump independently, without depending an injection property on an engine rotational frequency and fuel oil consumption, it was impossible to have acquired the optimal fuel injection period by all operating range. In order to solve such a problem, it is possible to use a common rail type fuel-injection system as shown in SAE960870.

[0005] As this injection system was shown in drawing 18, the fuel pressurized with the fuel supply pump 31 is stored in an accumulator 32, and the high-pressure fuel of an accumulator 32 is led to the injector 33 of engine each gas column. The fuel pressure in an accumulator 32 is detected by the pressure sensor 34, and is controlled using a pressure regulator 36 to become the value beforehand set as the control unit 35 based on signals which are not illustrated, such as an engine speed and accelerator opening. Injection of a fuel is performed by opening and closing the solenoid valve 37 with which each injector 33 was equipped. In addition, 38 is a pressure limiter for opening the pressure of an accumulator 32, when in a fuel tank and 39 the feed pump of a fuel and 40 have risen from the fuel filter and, as for 41, the fuel pressure of an accumulator 32 has risen rather than the predetermined value at the time of failure of the pressure regulator of 36 etc.

[0006] An improvement of the exhaust air engine performance and a noise property is possible by setting up the pressure of an accumulator 32 beforehand using such an injection system, so that a fuel fuel injection period may become the optimal. However, if it considers actually mounting and using an engine as mentioned already, an ignition-delay period will change with change of an intake-air temperature, the response delay of the turbocharger at the time of transient operation, etc., and the optimal fuel injection period will also change according to it. Although it became possible to improve the exhaust air engine performance and a noise property further when the fuel injection period was exactly controllable to such change, such [conventionally] a technique was not proposed.

[0007] In addition, there are some which are shown in JP,8-246935,A as the technique of controlling the injection pattern of a fuel according to an ignition-delay period. When this performs the so-called pilot injection which carries out precedence injection of the fuel of a small amount in advance of the main injection of a fuel, and an ignition-delay period is short, the retard of the fuel injection timing of pilot injection is carried out. This system raises whenever [combustion chamber internal temperature] beforehand by combustion of a fuel by which pilot injection was carried out. Carry out combustion mainly concerned with diffusive burning, controlling the rapid premixed combustion of a fuel by which the main injection was carried out, and the purpose lowers the noise. In this case, since it is necessary to carry out spacing of pilot injection and the main injection to an ignition-delay period and more than an EQC, it is completely conflicting. [of the low-temperature premixed combustion to which the combustion mainly concerned with premixed combustion is made to carry out] Moreover, although the effectiveness of a noise reduction and the decrease of NOx is acquired in this system by making the slow combustion which made diffusive burning the subject perform, the problem that PM or a smoke will increase arises.

[0008] Therefore, it is desirable to set up the pressure accumulation room pressure force beforehand so that it may become a demand fuel injection period in low-temperature premixed combustion from the point of reduction of NOx and PM and reduction of a combustion noise using a common rail injection system rather. This invention aims at reconciling discharge control of NOx and PM, and a combustion noise control on higher level by low-temperature premixed combustion from such a viewpoint.

[0009]

[Means for Solving the Problem] the diesel power plant which invention of claim 1 equipped with the common rail injection system -- setting -- etc. -- this fuel fuel injection period is set up so that it may become an ignition-delay period and below abbreviation

equivalent, so that it has the control means which carries out adjustable control of the fuel fuel injection period in fuel oil consumption, and an ignition-delay period detection means to detect an ignition-delay period, and an ignition-delay period is long and, as for said fuel-injection-period control means, a fuel fuel injection period may become long.

[0010] Invention of claim 2 is equipped with a means to detect engine compression edge temperature for the ignition-delay period detection means of invention of above-mentioned claim 1, and it constitutes it so that an ignition-delay period may be computed based on the this detected compression edge temperature.

[0011] Invention of claim 3 is equipped with a means to detect an engine compression edge pressure for the ignition-delay period detection means of invention of above-mentioned claim 2, and it constitutes it so that an ignition-delay period may be computed based on this compression edge pressure and compression edge temperature.

[0012] Invention of claim 4 is equipped with a means to detect at least one amount for the ignition-delay period detection means of invention of above-mentioned claim 2 or claim 3 among an inspired gas oxygen density, a cylinder wall temperature, and swirl reinforcement whenever [engine rotational frequency and suction-gas-temperature], and it constitutes it so that compression edge temperature may be computed based on this amount of detection.

[0013] Invention of claim 5 is equipped with an operational status detection means to detect an engine service condition for the control means of invention of above-mentioned claim 1, and it constitutes it so that a fuel injection period may be controlled only by the predetermined operating range defined beforehand.

[0014] Similarly invention of claim 6 is equipped with an oxygen density detection means to detect the oxygen density of engine inspired gas for a control means, and only when this oxygen density is lower than a predetermined value, it constitutes it so that a fuel injection period may be controlled.

[0015] Similarly invention of claim 7 is equipped with an excess-air-factor detection means to detect an engine excess air factor for a control means, and when this excess air factor is smaller than a predetermined value, it constitutes so that it may amend only to the side which makes a fuel injection period shorter than a reference value according to ignition *****.

[0016] Similarly invention of claim 8 is equipped with a swirl on-the-strength detection means to detect engine swirl reinforcement for a control means, and when this swirl reinforcement is smaller than a predetermined value, it constitutes so that it may amend only to the side which makes a fuel injection period shorter than a reference value according to an ignition-delay period.

[0017]

[Function and Effect] According to invention of each above-mentioned claim, a fuel fuel injection period is so long that an ignition-delay period becomes long, and a fuel fuel injection period is controlled to become an ignition-delay period and below equivalent.

Thus, by controlling, according to the ignition-delay period at that time, it is possible to consider as the optimal fuel injection period for low-temperature premixed combustion, and PM, NOx discharge, and a combustion noise can be improved also in the case where environmental conditions, such as atmospheric temperature and an atmospheric pressure, change, and the time of transient operation.

[0018] Especially according to invention of claims 2, 3, and 4, an ignition-delay period can be computed with high precision, and exhaust air and a combustion noise can be improved more certainly.

[0019] Moreover, in invention of claim 5, the service condition in which low-temperature premixed combustion is possible can be judged, and it can avoid un-arranging [which low-temperature premixed combustion originates in the injection term slowing length in a difficult operating range, or compaction, and may produce].

[0020] Moreover, in each six or less-claim invention, it is avoidable un-arranging [which originates in injection term slowing length when the oxygen density of inhalation of air, an excess air factor, and swirl reinforcement are unsuitable to low-temperature premixed combustion respectively, and may be produced].

[0021]

[Embodiment of the Invention] - Explain the gestalt of operation of this invention based on a drawing below the 1st operation gestalt.

In drawing 1, the fuel-injection system of an engine 1 is the common rail type mentioned above, and adds the injector [ON-OFF / with the high-pressure supply pump 2, an accumulator 3, and a solenoid valve / injector / injection of a fuel] 4. Moreover, it has the disk 5 with a gear tooth and sensor 6 for detecting the crank angle of the following **** at an engine rotational frequency and the time. The fuel pressure in an accumulator 3 is detected by the pressure sensor 7, and is controlled by the desired value defined by the control unit as a control means which is not illustrated by the pressure regulator 8. The injection quantity of a fuel is controlled by desired value according to the valve-opening time amount of the solenoid valve of the injector 4 according to the pressure accumulation room pressure force which the control unit was made to memorize beforehand, the output value of the accelerator opening sensor which is not illustrated based on the relation of fuel oil consumption, and an engine speed. Moreover, EGR valve 12 which controls the amount of EGR(s) is formed in the EGR tube 11 which **** the inhalation-of-air path 9 and a flueway 10. 13 is a turbocharger.

[0022] The control unit is made to memorize the pressure accumulation internal pressure force in which the ignition-delay period in the steady operation at the time of warming up in a condition with standard standard operational status, i.e., intake-air temperature, and pressure and a fuel injection period become the optimal beforehand, as a criteria ignition-delay period and criteria pressure accumulation room pressure force. At this time, when a load is low, the criteria pressure accumulation room pressure force is set up so that a fuel fuel injection period may become shorter than a criteria ignition-delay period. Since an injection rate becomes low, and it becomes impossible to evaporate and to fully distribute a fuel according to increase of the particle size of spraying, or aggravation of a penetration, if a fuel injection period is lengthened too much when this has little fuel oil consumption, it is because the optimal fuel injection period becomes short. Moreover, when a load is expensive, it considers as a setup to which a fuel injection period serves as a criteria ignition-delay period and an abbreviation EQC. It is for leading to aggravation of PM by the increment in discharge of HC which an injection rate will become high too much if it is necessary to end injection of most fuels during an ignition-delay period at least but in order to carry out low-temperature premixed combustion of this, and a fuel injection period is shortened too much when there is much fuel oil consumption, and originates in the fuel adhesion to a combustion chamber wall surface according to increase of a penetration, and a fuel focusing on the combustion chamber periphery section.

[0023] The flow chart of drawing 2 explains a fundamental control flow in this operation gestalt. First, a sensor output required to compute target fuel oil consumption and an ignition-delay period by step1 etc. is read. Next, an ignition-delay period is computed by step2. Since the ignition-delay period and criteria ignition-delay period which were computed by step3 are compared, and when the detected ignition delay is shorter shortens a fuel injection period to the optimal value, the target pressure accumulation room pressure force is amended to a value higher than the criteria pressure accumulation room pressure force, and when the ignition-delay period detected conversely is longer amends the target pressure accumulation room pressure force to a value lower than the criteria pressure accumulation room pressure force. A pressure regulator is controlled by step4 so that the pressure accumulation room pressure force turns into target pressure accumulation room pressure force determined by step3.

[0024] The relation between an ignition-delay period when a load is low, and a target fuel fuel injection period is shown in drawing 3.

In addition, the criteria ignition-delay period is set to 1 in this drawing. As mentioned above, a target fuel injection period serves as a setup shorter than an ignition-delay period. From the relation of the pressure accumulation room pressure force and fuel injection period which measured beforehand and were searched for, the target pressure accumulation room pressure force is set up so that a fuel injection period may serve as desired value. The relation between an ignition-delay period when a load is expensive, and a target fuel injection period is shown in drawing 4. it mentioned above -- as -- a target fuel injection period -- an ignition-delay period and abbreviation -- it becomes an equivalent setup.

[0025] Next, it explains per detection of an ignition-delay period. Since an ignition-delay period is greatly influenced of the compression edge temperature of the gas in a cylinder, it can search for an ignition-delay period by searching for compression edge temperature. Compression edge temperature and the relation of an ignition-delay period are shown in drawing 5. An ignition-delay period is the inclination for the one where compression edge temperature is higher to become short. Since the changes of state of the gas in a cylinder in a compression stroke are polytropic change, if the compression ratio of T_c and an engine is set [a polytropic index / temperature] to epsilon for T_i and compression edge temperature at the time of n and compression initiation, they will serve as $T_c = T_i \cdot \epsilon^{(n-1)}$. From this relation, in order to search for compression edge temperature, the inhalation-of-air temperature sensor 14 which detects the suction gas temperature of the engine which inhalation new mind and EGR mixed in drawing 1 is formed in an inlet manifold 15. At the time of compression initiation, since it is almost equal to temperature, whenever [engine suction-gas-temperature] can compute compression edge temperature with the temperature detected with the inhalation-of-air temperature sensor 14 using an upper type. By controlling as mentioned above, it becomes possible to always control a fuel injection period to the optimal value also including the condition that there is response delay of change of atmospheric temperature and the turbocharger of a transient, and the effectiveness of the improvement in the exhaust air engine performance by low-temperature premixed combustion and a combustion noise control can be improved sharply.

[0026] - To the operation gestalt of the above 1st, as shown in drawing 6, the operation gestalt of the 2nd operation ***** forms the MAP sensor 16 in an inlet manifold 15 with a temperature sensor 14, and forms the exhaust-gas-pressure sensor 18 in an exhaust manifold 17. Moreover, an air flow meter 19 is formed in an inhalation-of-air path, and EGR valve 12 is equipped with the sensor of the amount of lifts of the EGR valve which is not illustrated. Moreover, an engine 1 has two intake valves for every gas column, and is equipped with the suction ports 20 and 21 corresponding to each. The swirl control valve (not shown) of the butterfly valve format which can be opened and closed is prepared in the interior of one between two suction ports, and it considers as the structure where the closing motion can adjust the swirl reinforcement of a combustion chamber.

[0027] Although a fundamental control flow is the same as that of the thing of the 1st operation gestalt shown in drawing 2, with this operation gestalt, the calculation approach of an ignition-delay period differs from the 1st operation gestalt. That is, strictly, although compression edge temperature was computed by making polytropic-index n into a fixed value with the 1st operation gestalt, since a polytropic index changes with various parameters, by asking accuracy for a polytropic index more, to the 1st operation gestalt, it raises the count precision of compression edge temperature with this operation gestalt, and makes it possible to perform more exact control with it.

[0028] An example of the detection means of the parameter which affects a polytropic index, and its parameter, and the amendment technique of a polytropic index is explained. As a parameter which affects a polytropic index, an engine speed is mentioned first. Since the time amount of a compression stroke becomes short so that an engine speed is high, the heat release to the combustion chamber wall surface in a compression stroke decreases, and change of gas approaches adiabatic change. For this reason, a polytropic index serves as an inclination which becomes large, so that an engine speed is high, as shown in drawing 7. Therefore, according to an engine speed, a polytropic index is changed like drawing 7, and it becomes possible by computing compression edge temperature to raise control precision. Next, temperature is mentioned as a parameter which affects a polytropic index at the time of compression initiation. If temperature is high at the time of compression initiation, since the heat loss to the cylinder wall in a compression stroke will increase, as shown in drawing 8, a polytropic index serves as the inclination to fall. At the time of compression initiation, since temperature is almost equal to inhalation-of-air gas temperature, it becomes possible by computing compression edge temperature by changing a polytropic index like drawing 8 according to whenever [suction-gas-temperature] to raise control precision of it.

[0029] Furthermore, the presentation of inspired gas is mentioned as a parameter which affects a polytropic index. Although new mind, i.e., air composition, hardly changes, since the concentration of CO_2 in inspired gas and H_2O will increase and the ratio of specific heat will fall if EGR is performed, a polytropic index also falls. Change of a presentation of the inspired gas by EGR can be represented with the oxygen density in inspired gas, or CO_2 concentration, and can be expressed. the oxygen of the following and inspired gas -- a wave -- an example of the approach of asking for a degree is explained. First, the inhalation new air volume Q_{air} detected with engine-speed N_e and an air flow meter and the target fuel oil consumption Q_f are used for oxygen density D_{O2EGR} in EGR gas, and it is type [degree] $D_{O2EGR} = 0.21 - C_1$ and $Q_f / (Q_{air} N_e)$.

However, the C_1 : constant 0.21: It is computable with the oxygen density in air. Next, the amount Q_{EGR} of EGR gas is computable with a under-from lift L of exhaust-gas-pressure [for which it asked with the pressure sensor 18 formed in the exhaust manifold] P_{exh} , MAP [for which it asked from the pressure sensor 16 formed in the inlet manifold] P_{int} , and EGR valve type.

[0030]

$Q_{EGR} = f(L)$ and $(P_{exh} - P_{int}) / O$, and $5 - f(L)$ is the function of an EGR valve lift, and the control unit is made to memorize it beforehand here, as shown in drawing 9

[0031] From the above result, engine inspired gas oxygen density D_{O2int} is computable with degree type $D_{O2int} = (0.21 \text{ and } Q_{air} + D_{O2EGR} - Q_{EGR}) / (Q_{air} + Q_{EGR})$. Since it means that the ratio of specific heat of inspired gas is falling, as CO_2 and H_2O are flowing back in large quantities by the part EGR, and it is shown in drawing 10 that an inspired gas oxygen density is low, the one where an oxygen density is lower serves as the inclination for a polytropic index to become small. Therefore, it becomes possible to raise precision by computing an inspired gas oxygen density and amending a polytropic index with the procedure which has given [above-mentioned] explanation.

[0032] Moreover, cylinder wall ** is mentioned as other parameters which affect a polytropic index. If cylinder wall ** is low, since the heat loss in a compression stroke increases, a polytropic index will become small. Since a cylinder wall temperature has engine-coolant water temperature and high correlation, it can improve precision further by amending so that a polytropic index may become small, so that cooling water temperature is low, as shown in drawing 11.

[0033] As other parameters, engine swirl reinforcement is mentioned to the pan which affects a polytropic index. If swirl reinforcement is high, since the heat loss in a compression stroke will increase, a polytropic index falls, as shown in drawing 12. Therefore, precision can be further improved by amending a polytropic index with swirl reinforcement. Since the calculation precision of compression edge temperature is raised to the 1st operation gestalt since change of the polytropic index by the presentation of inspired gas, the cylinder wall temperature, and the swirl was taken into consideration whenever [engine-speed and suction-gas-temperature] with this operation gestalt and the calculation precision of the optimum value of a fuel injection period improves as

explained above, it is possible to improve the exhaust air engine performance and a combustion-noise property more.

[0034] - In addition to engine compression edge temperature, with the operation gestalt of the 3rd operation *****, the ignition-delay period was searched for with the compression edge pressure. If a compression edge pressure becomes high as shown in drawing 13, since an ignition delay is an inclination which becomes short, it will become possible by taking into consideration the effect of a compression edge pressure to raise the calculation precision of an ignition-delay period of it further. Hereafter, an example of the calculation technique of a compression edge pressure is explained. First, it asks for a pressure P_i at the time of compression initiation. A pressure P_i becomes a little lower than an intake manifold pressure by passage resistance of a suction port and an intake valve at the time of compression initiation. At the time of an intake manifold pressure and compression initiation, the differential pressure with a pressure is influenced of the swirl control-valve opening of an engine speed and a port inlet port, as shown in drawing 14. Therefore, beforehand, KONTORO 1 RUYUNITTO can be made to be able to memorize the relation of drawing 14, and it can ask for a pressure P_i by amending the surveyed intake manifold pressure at the time of compression initiation. The compression edge pressure P_c is computable by degree type $P_c = P_i - \epsilon_n$. Since the calculation precision of an ignition-delay period improves further by taking a compression edge pressure into consideration with this operation gestalt, the calculation precision of the optimum value of a fuel fuel injection period improves, and it becomes possible to improve the exhaust air engine performance and a combustion-noise property more.

[0035] - Limit the service condition which controls the fuel injection period by the ignition-delay period with the operation gestalt of the 4th operation *****. Although it becomes conditions that an oxygen density is low enough in order to carry out low-temperature premixed combustion, in a heavy load region, if EGR is performed in order to make an oxygen density low, inhalation new air volume will decrease, and an excess air factor will become very small in accordance with there being much fuel oil consumption. Since thermal efficiency falls while smoked discharge increases, it will become impossible to obtain sufficient output engine performance on such conditions. In order to secure the output engine performance, it will become impossible therefore, to perform EGR, therefore to realize low-temperature premixed combustion in a heavy load region. By such operating range, if a fuel injection period is shortened to ignition **** period extent, a combustion noise will get worse sharply by rapid premixed combustion. In order to solve such a problem, only the low [in which low-temperature premixed combustion as shown in drawing 15 is possible] - middle turn, low - inside load region was made to control the fuel injection period according to an ignition-delay period by this operation gestalt.

[0036] Control of this operation gestalt is shown in drawing 16. Each sensor output required of step1 a service condition and for ignition-delay period calculation etc. is read, and the operating range which performs low-temperature premixed combustion by step2 judges in how. When it is judged as the field which carries out low-temperature premixed combustion, it progresses to step3 and the following performs the same control as the 1-3rd operation gestalt. When it judges with not carrying out low-temperature premixed combustion, it progresses to step5, and the pressure accumulation room pressure force defined beforehand is made into the target pressure accumulation room pressure force.

[0037] - When the oxygen density of inspired gas is lower than a predetermined value, it is made to control the fuel injection period by the ignition-delay period by the operation gestalt of the 5th operation *****. Since it is decided by the outline oxygen density, whether it is possible to carry out low-temperature premixed combustion can judge the field in which low-temperature premixed combustion is possible according to this operation gestalt with high precision than the 4th operation gestalt. In addition, the calculation approach of an inspired gas oxygen density is the same as the approach explained with the 2nd operation gestalt. Moreover, the flow of control is the same as that of the 4th operation gestalt (drawing 16).

[0038] - He is trying to forbid only the amendment to the direction which lengthens a fuel injection period with the operation gestalt of the 6th operation ***** in below the predetermined value which the excess air factor defined beforehand according to the service condition. Since oxygen will run short relatively and a combustion period will become long if a fuel injection period is extended when smaller than a value with an excess air factor, the discharge of PM will increase. It is possible to solve such a problem according to this operation gestalt.

[0039] An example of the calculation technique of an excess air factor is as follows. First, amount of oxygen Q_{O2int} of inspired gas is computed in a degree type.

[0040] $Q_{O2int} = 0.21$ and the $Q_{air} + D_{O2}$ EGR-QEGR excess air factor λ are computed by the degree type.

[0041] $Q_{O2int}[\lambda = C_2 \text{ and }] / Ne / Q_f$, however C_2 : The flows of control of a constant book operation gestalt are shown in drawing 17. A service condition, each sensor output, etc. are read by step1, and an excess air factor is computed by step2, if an excess air factor is below a predetermined value, it will judge with an injection term slowing length keepout area, and pressure accumulation indoor fuel pressure set up beforehand is made into the target pressure force. If it is not an injection term slowing length keepout area, a fuel injection period will be optimized by amendment of the desired value of pressure accumulation indoor fuel pressure like the 1-3rd operation gestalt.

[0042] - He is trying for swirl reinforcement to forbid only the amendment to the direction which lengthens a fuel injection period with the operation gestalt of the 7th operation ***** in below the predetermined value beforehand defined according to the service condition. Since evaporation of a fuel and distribution get worse when smaller than a value with swirl reinforcement, it becomes impossible to realize low-temperature premixed combustion. In such a case, if a fuel injection period is extended, PM will get worse. It is possible to solve such a problem according to this operation gestalt. In addition, swirl reinforcement is called for from the above-mentioned swirl control-valve opening. The flows of control in this operation gestalt are completely the same as that of the 6th operation gestalt.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] The outline block diagram of a diesel power plant with which the 1st operation gestalt of this invention is applied.

[Drawing 2] The flow chart showing the main point of the fuel-injection-period control by the 1st operation gestalt.

[Drawing 3] The property Fig. showing the relation between the ignition-delay period in a low-load-driving region, and a target fuel fuel injection period comparatively.

[Drawing 4] The property Fig. showing the relation between the ignition-delay period in a heavy load operation region, and a target fuel fuel injection period comparatively.

[Drawing 5] The property Fig. showing the relation between the compression edge temperature in a cylinder, and an ignition-delay period.

[Drawing 6] The outline block diagram of a diesel power plant with which the 2nd operation gestalt of this invention is applied.

[Drawing 7] The property Fig. showing the relation between an engine speed and a polytropic index.

[Drawing 8] The property Fig. showing the relation between whenever [suction-gas-temperature], and a polytropic index.

[Drawing 9] The property Fig. of function $f(L)$ which gives the multiplier according to the amount L of lifts of an EGR valve.

[Drawing 10] The property Fig. showing the relation between an inspired gas oxygen density and a polytropic index.

[Drawing 11] The property Fig. showing the relation between whenever [engine-coolant water temperature], and a polytropic index.

[Drawing 12] The property Fig. showing the relation between swirl reinforcement and a polytropic index.

[Drawing 13] The property Fig. showing the relation between the compression edge temperature in a cylinder and a compression edge pressure, and an ignition-delay period.

[Drawing 14] The property Fig. showing the relation between differential pressure with a pressure, and an engine speed and swirl control-valve opening at the time of an intake manifold pressure and the compression initiation in a cylinder.

[Drawing 15] The explanatory view showing the operating range in which low-temperature premixed combustion is possible.

[Drawing 16] The flow chart showing the main point of the fuel-injection-period control by the 4th operation gestalt.

[Drawing 17] The flow chart showing the main point of the fuel-injection-period control by the 6th operation gestalt.

[Drawing 18] The outline block diagram of a common rail type fuel injection equipment.

[Description of Notations]

- 1 Engine
- 2 High-Pressure Supply Pump
- 3 Accumulator
- 4 Injector
- 6 Crank Angle Sensor
- 7 Pressure Sensor
- 8 Pressure Regulator
- 9 Inhalation-of-Air Path
- 10 Flueway
- 11 EGR Tube
- 12 EGR Valve
- 13 Turbocharger
- 14 Inhalation-of-Air Temperature Sensor
- 15 Inlet Manifold
- 16 MAP Sensor
- 17 Exhaust Manifold
- 18 Exhaust-Gas-Pressure Sensor

[Translation done.]

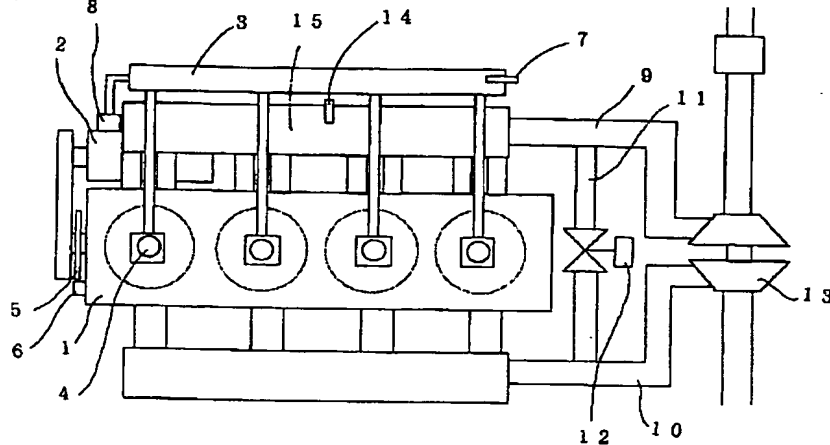
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

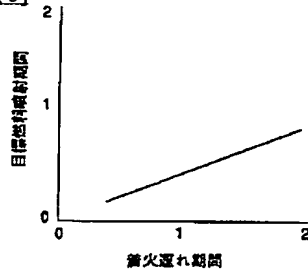
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

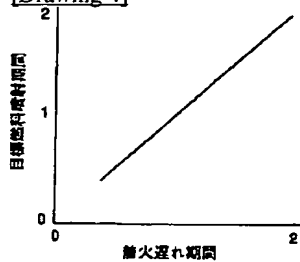
[Drawing 1]



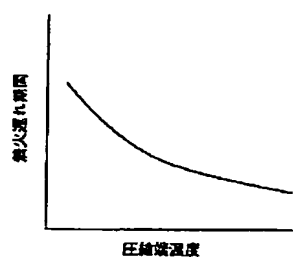
[Drawing 3]



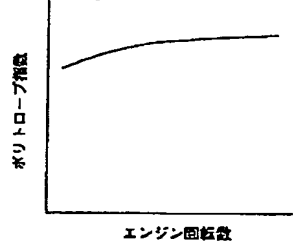
[Drawing 4]



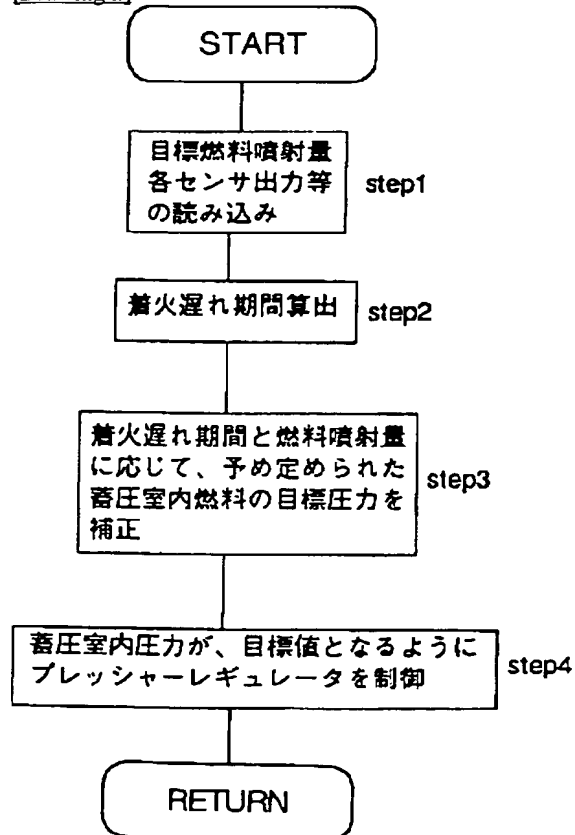
[Drawing 5]



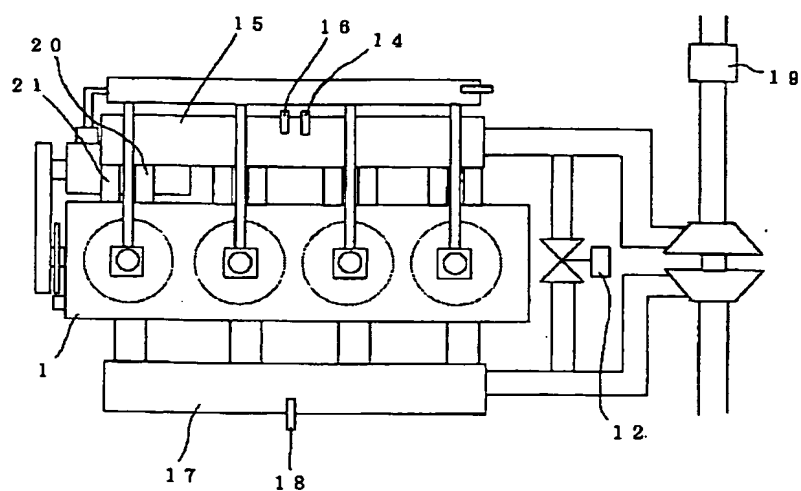
[Drawing 7]



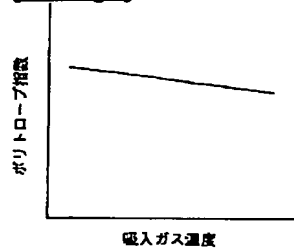
[Drawing 2]



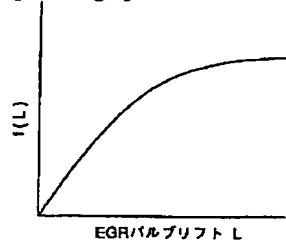
[Drawing 6]



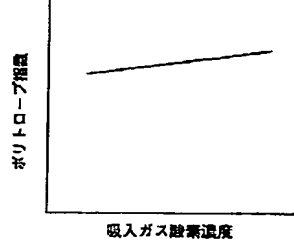
[Drawing 8]



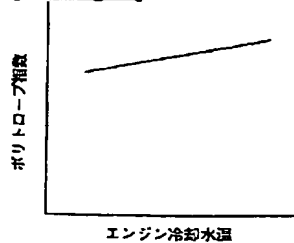
[Drawing 9]



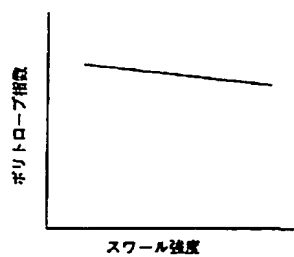
[Drawing 10]



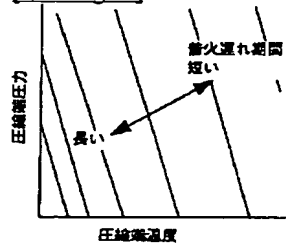
[Drawing 11]



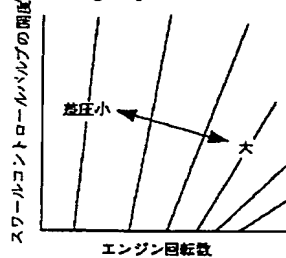
[Drawing 12]



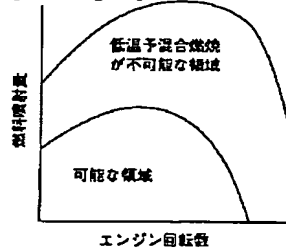
[Drawing 13]



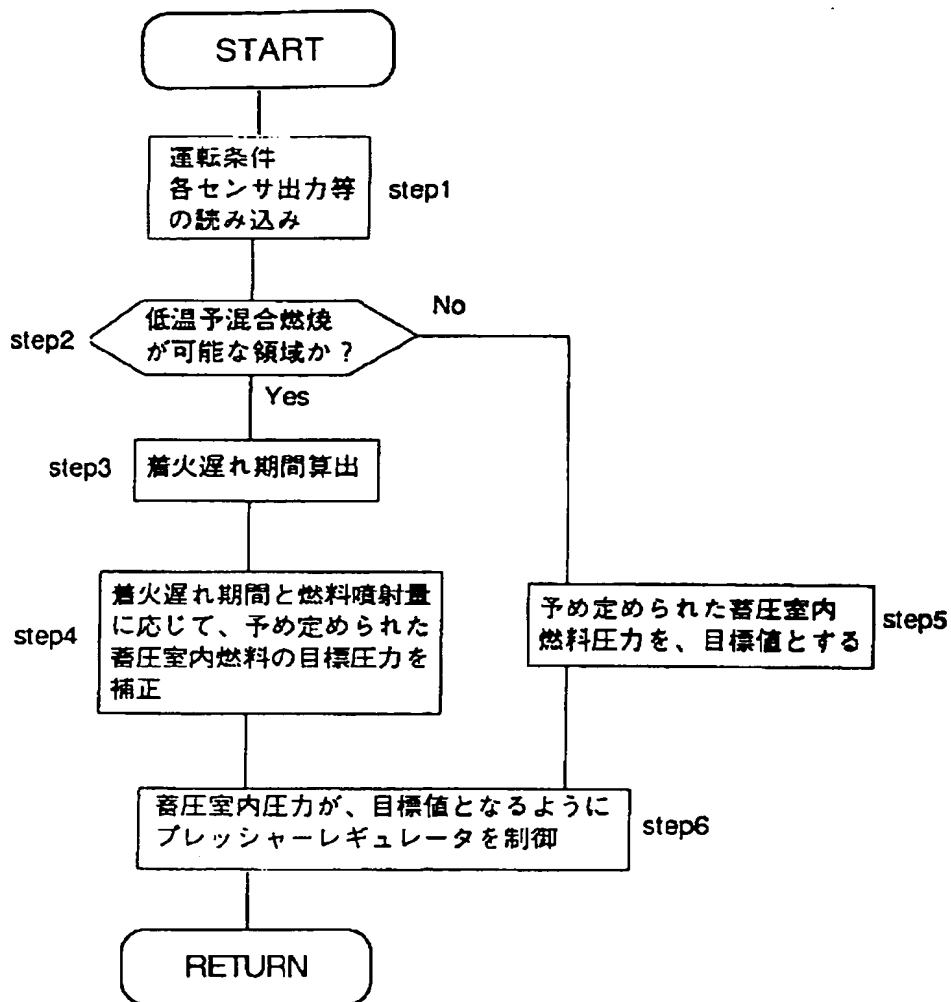
[Drawing 14]



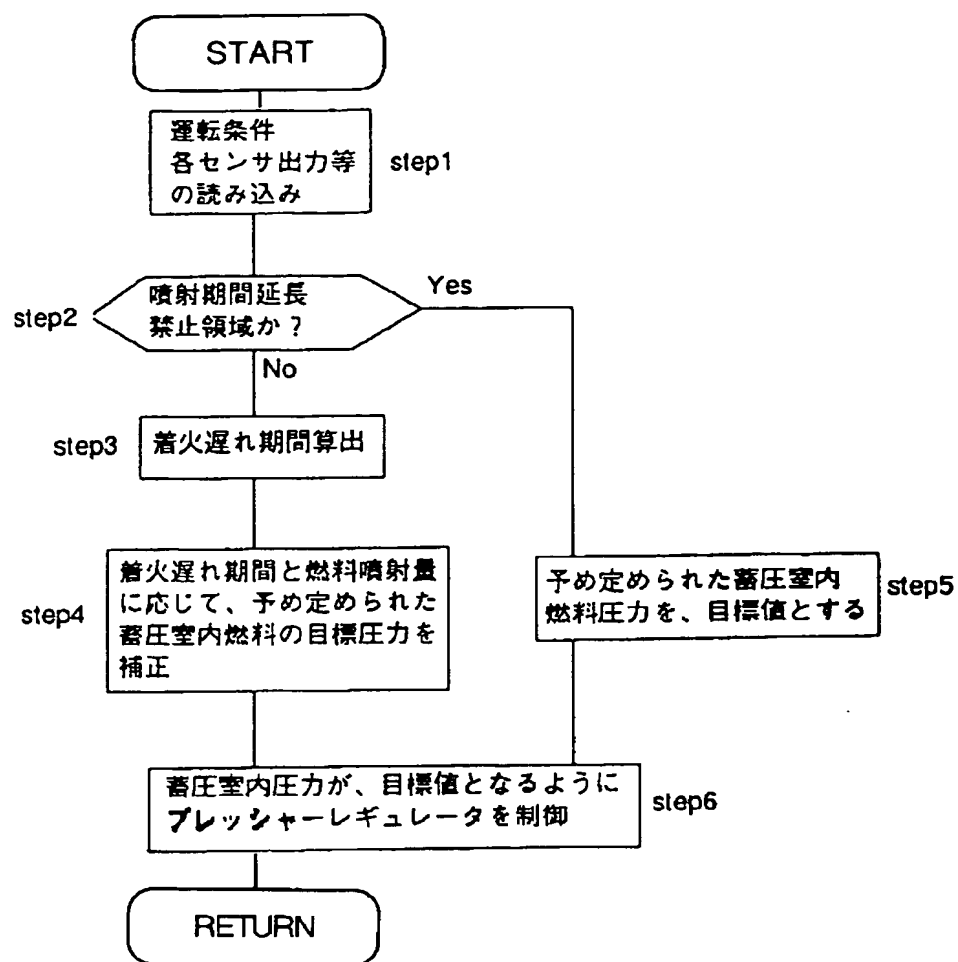
[Drawing 15]



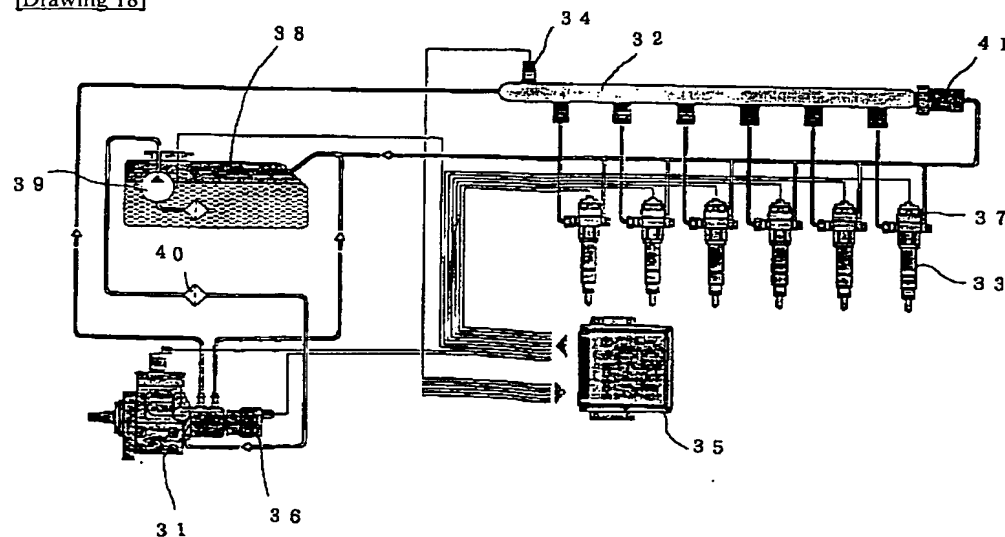
[Drawing 16]



[Drawing 17]



[Drawing 18]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-148412

(43) 公開日 平成11年(1999) 6月2日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	F I
F02D 41/40		F02D 41/40
1/02	301	1/02
41/04	375	41/04
45/00	360	45/00

F
H
Z

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全10頁)

(21) 出願番号 特願平9-318127

(22) 出願日 平成9年(1997) 11月19日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 上原 哲也

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 後藤 政喜 (外1名)

(54) 【発明の名称】 ディーゼルエンジンの制御装置

(57) 【要約】

【課題】 ディーゼルエンジンにおいて、低温予混合燃焼によってNO_x、PMの排出抑制と、燃焼騒音抑制とをより高いレベルで両立させる。

【解決手段】 コモンレール噴射系を備えたディーゼルエンジンにおいて、等燃料噴射量での燃料噴射期間を可変制御する制御手段と、着火遅れ期間を検出する着火遅れ期間検出手段とを備え、前記噴射期間制御手段は、着火遅れ期間が長いほど燃料噴射期間が長くなるように、かつ該燃料噴射期間は着火遅れ期間と略同等以下となるように設定する。

【特許請求の範囲】

【請求項 1】コモンレール噴射系を備えたディーゼルエンジンにおいて、等燃料噴射量での燃料噴射期間を可変制御する制御手段と、着火遅れ期間を検出する着火遅れ期間検出手段とを備え、前記噴射期間制御手段は、着火遅れ期間が長いほど燃料噴射期間が長くなるように、かつ該燃料噴射期間は着火遅れ期間と略同等以下となるように設定したことを特徴とするディーゼルエンジンの制御装置。

【請求項 2】着火遅れ期間検出手段は、エンジンの圧縮端温度を検出する手段を備え、該検出した圧縮端温度に基づいて着火遅れ期間を算出するように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載のディーゼルエンジンの制御装置。

【請求項 3】着火遅れ期間検出手段は、エンジンの圧縮端圧力を検出する手段を備え、該圧縮端圧力と圧縮端温度とに基づいて着火遅れ期間を算出するように構成されていることを特徴とする請求項 2 に記載のディーゼルエンジンの制御装置。

【請求項 4】着火遅れ期間検出手段は、エンジンの回転数、吸入ガス温度、吸入ガス酸素濃度、シリンダ壁温、スワール強度のうち少なくとも一つの量を検出する手段を備え、該検出量に基づいて圧縮端温度を算出するように構成されていることを特徴とする請求項 2 または請求項 3 の何れかに記載のディーゼルエンジンの制御装置。

【請求項 5】制御手段は、エンジンの運転条件を検出する運転状態検出手段を備え、予め定めた所定の運転領域でのみ噴射期間の制御を行なうように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載のディーゼルエンジンの制御装置。

【請求項 6】制御手段は、エンジンの吸入ガスの酸素濃度を検出する酸素濃度検出手段を備え、該酸素濃度が所定値より低い場合にのみ噴射期間の制御を行なうように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載のディーゼルエンジンの制御装置。

【請求項 7】制御手段は、エンジンの空気過剰率を検出する空気過剰率検出手段を備え、該空気過剰率が所定値よりも小さい場合は、着火遅れ期間に応じて噴射期間を基準値よりも短くする側にのみ補正するように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載のディーゼルエンジンの制御装置。

【請求項 8】制御手段は、エンジンのスワール強度を検出するスワール強度検出手段を備え、該スワール強度が所定値よりも小さい場合は、着火遅れ期間に応じて噴射期間を基準値よりも短くする側にのみ補正するように構成されていることを特徴とする請求項 1 に記載のディーゼルエンジンの制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】この発明は、ディーゼルエン

ジンの制御装置に関する。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術とその解決すべき課題】ディーゼルエンジンは、ガソリンエンジンに比べ燃料消費が少ないという利点を持つ反面、 NO_x と粒子状物質（以下 PM という。）の排出量が多い、騒音が大きいという問題がある。このような問題を解決する方法として、自動車技術会学術講演会前刷り集 9 6 1 9 9 6 - 5 8 5 頁に記載された、低温予混合燃焼によるものがある。これは、排気再循環（以下 EGR という。）量を増やすことにより酸素濃度を低下させるとともに、燃料噴射時期の遅角化により、燃料の噴射開始から着火までの着火遅れ期間を長期化し、着火遅れ期間中に十分燃料を蒸発、混合させ、拡散燃焼量を抑制し、予混合燃焼割合を増加させる方法である。通常は、予混合燃焼量が多いと、急激な燃焼により燃焼騒音が増加するが、本方法では、多量の EGR による酸素濃度の低下と、噴射時期の遅角化と着火遅れ期間長期化による燃焼開始時の温度低下により燃焼速度が低下するため、燃焼騒音は大幅に低下し、同時に拡散燃焼割合が少ないこと、低温で燃焼することにより NO_x 、スモーク、PM の排出を抑制することが可能となる。

【 0 0 0 3 】このような、低温予混合燃焼を実現させるためには、着火遅れ期間中に燃料の噴射を終了し、十分に燃料を燃焼室内に分散させる必要がある。すなわち、噴射期間が着火遅れ期間よりも大幅に長いと、燃焼が始まった後に噴射された燃料は拡散燃焼するため十分な PM 低減効果が得られなくなる。また、逆に噴射期間を短くし過ぎると、燃料の噴射率が高くなり、噴霧のペネトレーションが強くなり過ぎるため、燃焼室壁面への燃料付着量が増加し、HC の排出量が増加したり、また燃焼室の外周付近に燃料が集中し、燃料の分散状態が逆に悪化することによって十分な PM 低減効果を得られなくなるという問題が生じる。よって、燃料の噴射期間を運転条件により最適化することが重要である。

【 0 0 0 4 】しかしながら、分配型ポンプや列型ポンプに代表される従来の燃料噴射装置では、噴射特性をエンジンの回転数と燃料噴射量によらずに、独立に制御することができないため、全運転領域で最適な噴射期間を得ることは不可能であった。このような問題を解決するためには、SAE 9 6 0 8 7 0 に示されるようなコモンレール式燃料噴射システムを用いることが考えられる。

【 0 0 0 5 】この噴射システムは、図 1 8 に示したように、燃料サプライポンプ 3 1 により加圧された燃料が蓄圧室 3 2 に蓄えられ、蓄圧室 3 2 の高圧燃料はエンジン各気筒のインジェクタ 3 3 に導かれる。蓄圧室 3 2 内の燃料圧力は、圧力センサ 3 4 により検出され、図示しないエンジン回転数、アクセル開度等の信号に基づきコントロールユニット 3 5 に予め設定された値になるように、プレッシャレギュレータ 3 6 を用いて制御される。

燃料の噴射は各インジェクタ 3 3 に装着された電磁弁 3 7 を開閉することにより行われる。なお、3 8 は燃料タンク、3 9 は燃料のフィードポンプ、4 0 は燃料フィルタ、4 1 は、3 6 のプレッシャレギュレータの故障時等に、蓄圧室 3 2 の燃料圧力が所定値よりも上昇してしまった場合に蓄圧室 3 2 の圧力を開放するためのプレッシャリミッタである。

【0 0 0 6】このような噴射システムを用いて、燃料噴射期間が最適になるように蓄圧室 3 2 の圧力を予め設定しておくことにより、排気性能、騒音特性の改善が可能である。しかしながら、既述したように実際にエンジンを搭載して使用することを考えると、吸気温度の変化や、過渡運転時のターボチャージャの応答遅れ等により着火遅れ期間が変化し、最適な噴射期間もそれに伴って変化する。このような変化に対し、噴射期間を的確に制御することができれば、さらに排気性能と騒音特性を改善することが可能となるが、従来そのような技術は提案されていなかった。

【0 0 0 7】なお、着火遅れ期間に応じて燃料の噴射パターンを制御する手法としては、特開平 8 - 2 4 6 9 3 5 に示されているものがある。これは、燃料の主噴射に先立ち小量の燃料を先行噴射する、いわゆるパイロット噴射を行なう場合に、着火遅れ期間が短い場合はパイロット噴射の噴射時期をリタードするというものである。このシステムは、パイロット噴射された燃料の燃焼により予め燃焼室内温度を上昇させ、主噴射された燃料の急激な予混合燃焼を抑制しつつ拡散燃焼を主とした燃焼をさせて騒音を下げることが目的であり、この場合パイロット噴射と主噴射との間隔は着火遅れ期間と同等以上とする必要があることから、予混合燃焼を主とした燃焼を行なわせる低温予混合燃焼とは全く相いれないものである。また、このシステムでは拡散燃焼を主体とした緩慢な燃焼を行なわせることにより騒音低減、NO_x 減の効果は得られるが、PM ないしはスモークが増加してしまうという問題が生じる。

【0 0 0 8】したがって、NO_x、PM の低減、燃焼騒音の低減の点からはむしろコモンレール噴射系を用い、低温予混合燃焼での要求噴射期間となるように蓄圧室圧力を予め設定することが望ましい。このような観点から、本発明は、低温予混合燃焼によって NO_x、PM の排出抑制と、燃焼騒音抑制とをより高いレベルで両立させることを目的としている。

【0 0 0 9】

【課題を解決するための手段】請求項 1 の発明は、コモンレール噴射系を備えたディーゼルエンジンにおいて、等燃料噴射量での燃料噴射期間を可変制御する制御手段と、着火遅れ期間を検出する着火遅れ期間検出手段とを備え、前記噴射期間制御手段は、着火遅れ期間が長いほど燃料噴射期間が長くなるように、かつ該燃料噴射期間は着火遅れ期間と略同等以下となるように設定する。

【0 0 1 0】請求項 2 の発明は、上記請求項 1 の発明の着火遅れ期間検出手段を、エンジンの圧縮端温度を検出する手段を備え、該検出した圧縮端温度に基づいて着火遅れ期間を算出するように構成する。

【0 0 1 1】請求項 3 の発明は、上記請求項 2 の発明の着火遅れ期間検出手段を、エンジンの圧縮端圧力を検出する手段を備え、該圧縮端圧力と圧縮端温度とに基づいて着火遅れ期間を算出するように構成する。

【0 0 1 2】請求項 4 の発明は、上記請求項 2 または請求項 3 の発明の着火遅れ期間検出手段を、エンジンの回転数、吸入ガス温度、吸入ガス酸素濃度、シリンダ壁温、スワール強度のうち少なくとも一つの量を検出する手段を備え、該検出量に基づいて圧縮端温度を算出するように構成する。

【0 0 1 3】請求項 5 の発明は、上記請求項 1 の発明の制御手段を、エンジンの運転条件を検出する運転状態検出手段を備え、予め定めた所定の運転領域でのみ噴射期間の制御を行なうように構成する。

【0 0 1 4】請求項 6 の発明は、同じく制御手段を、エンジンの吸入ガスの酸素濃度を検出する酸素濃度検出手段を備え、該酸素濃度が所定値より低い場合にのみ噴射期間の制御を行なうように構成する。

【0 0 1 5】請求項 7 の発明は、同じく制御手段を、エンジンの空気過剰率を検出する空気過剰率検出手段を備え、該空気過剰率が所定値よりも小さい場合は、着火遅れ期間に応じて噴射期間を基準値よりも短くする側にのみ補正するように構成する。

【0 0 1 6】請求項 8 の発明は、同じく制御手段を、エンジンのスワール強度を検出するスワール強度検出手段を備え、該スワール強度が所定値よりも小さい場合は、着火遅れ期間に応じて噴射期間を基準値よりも短くする側にのみ補正するように構成する。

【0 0 1 7】

【作用・効果】上記各請求項の発明によれば、着火遅れ期間が長くなるほど燃料噴射期間が長く、かつ燃料噴射期間は着火遅れ期間と同等以下となるように制御される。このように制御することにより、気温や気圧といった環境条件が変化した場合や、過渡運転時でも、そのときの着火遅れ期間に応じて、低温予混合燃焼に最適な噴射期間とすることが可能であり、PM、NO_x 排出、燃焼騒音を改善することができる。

【0 0 1 8】特に請求項 2、3、4 の発明によれば、着火遅れ期間を高精度に算出して、排気、燃焼騒音をより確実に改善することができる。

【0 0 1 9】また請求項 5 の発明では、低温予混合燃焼が可能な運転条件を判定し、低温予混合燃焼が困難な運転領域での噴射期間延長または短縮に起因して生じうる不都合を回避することができる。

【0 0 2 0】また請求項 6 以下の各発明では、それぞれ吸気の酸素濃度、空気過剰率、スワール強度が低温予混

10

20

30

40

50

合燃焼に不適切な場合の噴射期間延長に起因して生じうる不都合を回避することができる。

【 0 0 2 1 】

【発明の実施の形態】・第 1 の実施形態

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。図 1 において、エンジン 1 の燃料噴射システムは上述したコモンレール式であり、高圧サプライポンプ 2、蓄圧室 3、電磁弁により燃料の噴射を ON-OFF するインジェクタ 4 を加える。また、エンジンの回転数、および時次刻々のクランク角を検出するための、歯付き円盤 5 とセンサ 6 を備える。蓄圧室 3 内の燃料圧力は、圧力センサ 7 にて検出され、プレッシャレギュレータ 8 により、図示しない制御手段としてのコントロールユニットによって定められる目標値に制御される。燃料の噴射量は、予めコントロールユニットに記憶させた、蓄圧室圧力に応じたインジェクタ 4 の電磁弁の開弁時間と燃料噴射量の関係に基づき、図示しないアクセル開度センサの出力値とエンジン回転数に応じて目標値に制御される。また、吸気通路 9 と排気通路 10 を連通する EGR チューブ 11 には、EGR 量をコントロールする EGR バルブ 12 を設ける。13 はターボチャージャである。

【 0 0 2 2 】コントロールユニットには、予め標準的な運転状態、すなわち吸気温度、圧力が標準的な状態での暖機時の定常運転における着火遅れ期間と、噴射期間が最適になるような蓄圧室内圧力を、基準着火遅れ期間、基準蓄圧室圧力として記憶させておく。このとき、負荷が低い場合は燃料噴射期間が基準着火遅れ期間よりも短くなるように基準蓄圧室圧力を設定する。これは、燃料噴射量が少ない場合は、噴射期間を長くし過ぎると噴射率が低くなり、噴霧の粒径の増大やペネトレーションの悪化により燃料を十分に蒸発、分散させることができなくなるため、最適な噴射期間が短くなるためである。また、負荷が高いときは、噴射期間が基準着火遅れ期間と略同等となるような設定とする。これは、低温予混合燃焼させるためには、少なくとも着火遅れ期間中に大部分の燃料の噴射を終了しておく必要があるが、燃料噴射量が多い場合に、過度に噴射期間を短くすると噴射率が高くなり過ぎ、ペネトレーションの増大により燃焼室壁面への燃料付着に起因する H C の排出増加や、燃料が燃焼室外周部に集中することによる P M の悪化につながるためである。

【 0 0 2 3 】図 2 のフローチャートにより、本実施形態における基本的な制御の流れを説明する。まず、step 1 にて目標燃料噴射量、着火遅れ期間を算出するのに必要なセンサ出力等を読み込む。次に、step 2 にて着火遅れ期間を算出する。step 3 にて、算出された着火遅れ期間と基準着火遅れ期間を比較し、検出された着火遅れの方が短い場合は噴射期間を最適な値まで短くするために、目標蓄圧室圧力を基準蓄圧室圧力よりも高い値に補正し、逆に検出された着火遅れ期間の方が長い

場合は、目標蓄圧室圧力を基準蓄圧室圧力よりも低い値に補正する。step 4 にて、蓄圧室圧力が、step 3 で決定した目標蓄圧室圧力となるように、プレッシャレギュレータを制御する。

【 0 0 2 4 】図 3 には、負荷が低い場合の着火遅れ期間と目標燃料噴射期間の関係を示す。なお、同図において基準着火遅れ期間は 1 としてある。前述したように、目標燃料噴射期間は着火遅れ期間よりも短い設定となる。目標蓄圧室圧力は、予め測定して求めた蓄圧室圧力と噴射期間の関係より、噴射期間が目標値となるように設定しておく。図 4 には、負荷が高い場合の着火遅れ期間と目標燃料噴射期間の関係を示す。前述したように、目標燃料噴射期間は着火遅れ期間と略同等な設定となる。

【 0 0 2 5 】次に、着火遅れ期間の検出につき説明する。着火遅れ期間は、シリンダ内ガスの圧縮端温度の影響を大きく受けるため、圧縮端温度を求めることにより着火遅れ期間を求めることができる。図 5 に圧縮端温度と着火遅れ期間の関係を示す。着火遅れ期間は圧縮端温度が高いほうが短くなる傾向である。圧縮行程におけるシリンダ内ガスの状態変化はポリトロップ変化であるため、ポリトロップ指数を n 、圧縮開始時温度を T_i 、圧縮端温度を T_c 、エンジンの圧縮比を ε とすると、
$$T_c = T_i \cdot \varepsilon^{(n-1)}$$

となる。この関係より、圧縮端温度を求めるため、図 1 において、吸入新気と EGR が混合したエンジンの吸入ガス温を検出する吸気温度センサ 14 を吸気マニホールド 15 に設ける。エンジン吸入ガス温度は、圧縮開始時温度とほぼ等しいため、吸気温度センサ 14 により検出した温度により、上式を用いて、圧縮端温度を算出することができる。以上のように制御することにより、気温の変化や、過渡時のターボチャージャの応答遅れのある状態も含め、常に噴射期間を最適な値に制御することが可能となり、低温予混合燃焼による排気性能向上、燃焼騒音抑制の効果を大幅に向上することができる。

【 0 0 2 6 】・第 2 の実施形態

この実施形態は、上記第 1 の実施形態に対し、図 6 に示すように、吸気マニホールド 15 に温度センサ 14 と共に吸気圧力センサ 16 を設け、排気マニホールド 17 に排気圧力センサ 18 を設ける。また、吸気通路にエアフローメータ 19 を設け、EGR バルブ 12 には、図示しない EGR バルブのリフト量のセンサを備える。また、エンジン 1 は、気筒毎に吸気バルブ 2 本を有し、それぞれに対応した吸気ポート 20、21 を備える。吸気ポート 2 本のうち 1 本の内部には、開閉可能なバタフライバルブ形式のスワールコントロールバルブ（図示せず）を設け、その開閉により燃焼室内のスワール強度を調整できる構造とする。

【 0 0 2 7 】基本的な制御の流れは図 2 に示した第 1 の実施形態のものと同様であるが、本実施形態では、着火遅れ期間の算出方法が第 1 の実施形態とは異なる。すな

わち、第1の実施形態では、ポリトロップ指数 n を固定値として圧縮端温度を算出したが、厳密にはポリトロップ指数は、さまざまなパラメータにより変化するため、本実施形態では、ポリトロップ指数をより正確に求めることにより、第1の実施形態に対し、圧縮端温度の計算精度を上げ、より正確な制御を行なうことを可能とする。

【0028】ポリトロップ指数に影響を及ぼすパラメータと、そのパラメータの検出手段、ポリトロップ指数の補正手法の一例を説明する。ポリトロップ指数に影響を及ぼすパラメータとして、まず、エンジン回転数が挙げられる。エンジン回転数が高いほど圧縮行程の時間が短くなるため、圧縮行程での燃焼室壁面への放熱量が減少し、ガスの変化は断熱変化に近づく。このため、図7に示すようにエンジン回転数が高いほどポリトロップ指数は大きくなる傾向となる。よって、エンジン回転数に応じてポリトロップ指数を図7のように変えて、圧縮端温度を算出することにより制御精度を向上させることが可能となる。次に、ポリトロップ指数に影響を及ぼすパラメータとして、圧縮開始時温度が挙げられる。圧縮開始時温度が高いと、圧縮行程中のシリンダ壁面への熱損失が増加するため、図8に示すようにポリトロップ指数は低下する傾向となる。圧縮開始時温度は吸気ガス温度とほぼ等しいため、吸入ガス温度に応じてポリトロップ指数を図8のように変えて圧縮端温度を算出することにより制御精度を向上させることが可能となる。

【0029】さらに、ポリトロップ指数に影響を及ぼすパラメータとしては、吸入ガスの組成が挙げられる。新気、すなわち空気の組成は殆ど変化しないが、EGRを行なうと吸入ガス中の CO_2 、 H_2O の濃度が増加し、比熱比が低下するため、ポリトロップ指数も低下する。EGRによる吸入ガスの組成の変化は、吸入ガス中の酸素濃度、または CO_2 濃度で代表して表すことができる。以下、吸入ガスの酸素濃度を求める方法の一例を説明する。まず、EGRガス中の酸素濃度 D02EGR は、エンジン回転数 N_e 、エアフローメータにより検出した吸入新気量 Q_{air} 、目標燃料噴射量 Q_f を用いて、次式 $\text{D02EGR} = 0.21 - C1 \cdot Q_f / (Q_{air} / N_e)$

ただし、 $C1$: 定数

0.21 : 空気中の酸素濃度

により算出することができる。次に、EGRガス量 Q_{EGR} は、排気マニホールドに設けた圧力センサ18により求めた排気圧力 P_{exh} と、吸気マニホールドに設けた圧力センサ16より求めた吸気圧力 P_{int} と、EGRバルブのリフト L より下式により算出することができる。

【0030】

$$Q_{EGR} = f(L) \cdot (P_{exh} - P_{int})^{0.5}$$

ここで、 $f(L)$ は、図9に示すように、EGRバルブ

リフトの関数であり、予めコントロールユニットに記憶させておく。

【0031】以上の結果より、エンジン吸入ガス酸素濃度 D02int は、次式

$$\text{D02int} = (0.21 \cdot Q_{air} + \text{D02EGR} \cdot Q_{EGR}) / (Q_{air} + Q_{EGR})$$

により算出可能である。吸入ガス酸素濃度が低いということは、その分EGRにより CO_2 、 H_2O が大量に還流されており、吸入ガスの比熱比が低下していることを表すため、図10に示すように、酸素濃度が低い方がポリトロップ指数が小さくなる傾向となる。よって、上記説明してきた手順により、吸入ガス酸素濃度を算出し、ポリトロップ指数を補正することにより、精度を向上させることが可能となる。

【0032】また、ポリトロップ指数に影響を及ぼす他のパラメータとして、シリンダ壁温が挙げられる。シリンダ壁温が低いと、圧縮行程中の熱損失が増加するためポリトロップ指数が小さくなる。シリンダ壁温はエンジン冷却水温と相関が高いため、図11に示すように、冷却水温が低いほどポリトロップ指数が小さくなるように補正することにより、さらに精度を向上できる。

【0033】ポリトロップ指数に影響を及ぼすさらに他のパラメータとして、エンジンのスワール強度が挙げられる。スワール強度が高いと、圧縮行程中の熱損失が増加するため、ポリトロップ指数は図12に示すように低下する。よって、スワール強度によりポリトロップ指数を補正することにより、更に精度が向上できる。以上説明してきたように、この実施形態ではエンジン回転数、吸入ガス温度、吸入ガスの組成、シリンダ壁温、スワールによるポリトロップ指数の変化を考慮したため、第1の実施形態に対し、圧縮端温度の算出精度を向上させ、燃料噴射期間の最適値の算出精度が向上するため、より排気性能、燃焼騒音特性を改善することが可能である。

【0034】・第3の実施形態

この実施形態では、エンジンの圧縮端温度に加え、圧縮端圧力により着火遅れ期間を求めるようにした。図13に示すように、圧縮端圧力が高くなると着火遅れは短くなる傾向であるため、圧縮端圧力の影響を考慮することにより、さらに着火遅れ期間の算出精度を向上させることが可能となる。以下、圧縮端圧力の算出手法の一例を説明する。まず、圧縮開始時圧力 P_i を求める。圧縮開始時圧力 P_i は、吸気ポートおよび吸気バルブの流路抵抗により、吸気マニホールド圧力よりもやや低くなる。吸気マニホールド圧力と圧縮開始時圧力との差圧は、図14に示すように、エンジン回転数とポート入口のスワールコントロールバルブ開度の影響を受ける。よって、予め図14の関係をコントロールユニットに記憶させておき、実測した吸気マニホールド圧力を補正することにより圧縮開始時圧力 P_i を求めることができる。圧縮端圧力 P_c は、次式

$$P_c = P_i \cdot \varepsilon^{\circ}$$

で算出することができる。本実施形態にて、圧縮端圧力を考慮することにより、さらに着火遅れ期間の算出精度が向上するため、燃料噴射期間の最適値の算出精度が向上し、より排気性能、燃焼騒音特性を改善することが可能となる。

【0035】・第4の実施形態

この実施形態では、着火遅れ期間による噴射期間の制御を行なう運転条件を限定している。低温予混合燃焼させるためには酸素濃度が充分低いことが条件となるが、高負荷域では酸素濃度を低くするためにEGRを行なうと吸入新気量が減少し、燃料噴射量が多いこととあわせ、空気過剰率が非常に小さくなってしまう。このような条件ではスモーク排出が増加するとともに熱効率が低下するため、充分な出力性能を得られなくなってしまふ。よって、出力性能を確保するためには、高負荷域ではEGRを行うことができず、従って低温予混合燃焼を実現することができなくなってしまふ。このような運転領域で、噴射期間を着火遅れ期間程度まで短縮すると、急激な予混合燃焼により燃焼騒音が大幅に悪化してしまふ。このような問題を解決するため、本実施形態では、図15に示すような、低温予混合燃焼が可能な低～中回転、低～中負荷域のみ、着火遅れ期間に応じた噴射期間の制御を行なうようにした。

【0036】図16に本実施形態の制御を示す。step 1にて運転条件と、着火遅れ期間算出のために必要な各センサ出力等を読み込み、step 2にて低温予混合燃焼を行なう運転領域がどうか判断する。低温予混合燃焼させる領域と判断した場合は、step 3に進み、以下は第1～3実施形態と同様の制御を行なう。低温予混合燃焼させないと判定した場合はstep 5に進み、予め定められた蓄圧室圧力を目標蓄圧室圧力とする。

【0037】・第5の実施形態

この実施形態では、吸入ガスの酸素濃度が所定値より低い場合に着火遅れ期間による噴射期間の制御を行なうようにしている。低温予混合燃焼をさせることが可能かどうかは概略酸素濃度によって決まるため、本実施形態により、第4実施形態よりも高精度に、低温予混合燃焼が可能な領域を判定することが可能である。なお、吸入ガス酸素濃度の算出方法は、第2実施形態にて説明した方法と同様である。また、制御のフローは第4実施形態(図16)と同様である。

【0038】・第6の実施形態

この実施形態では、空気過剰率が運転条件に応じて予め定めた所定値以下の場合は、噴射期間を長くする方向への補正のみを禁止するようにしている。空気過剰率がある値よりも小さい場合は、噴射期間を延ばすと酸素が相対的に不足し、燃焼期間が長くなるため、PMの排出量が増加してしまふ。本実施形態により、このような問題を解決することが可能である。

【0039】空気過剰率の算出手法の一例は次の通りである。まず、吸入ガスの酸素量 Q_{O2int} を次式にて算出する。

$$Q_{O2int} = 0.21 \cdot Q_{air} + D_{O2EGR} \cdot Q_{EGR}$$

空気過剰率 λ は、次式により算出される。

$$\lambda = C_2 \cdot Q_{O2int} / N_e / Q_f$$

ただし、 C_2 : 定数

本実施形態の制御フローを図17に示す。step 1にて、運転条件、各センサ出力等を読み込み、step 2にて空気過剰率を算出し、空気過剰率が所定値以下であれば噴射期間延長禁止領域と判定し、予め設定された蓄圧室内燃料圧力を目標圧力とする。噴射期間延長禁止領域でなければ、第1～3実施形態と同様に、蓄圧室内燃料圧力の目標値の補正により、噴射期間の最適化を行なう。

【0042】・第7の実施形態

この実施形態では、スワール強度が、運転条件に応じて予め定められた所定値以下の場合には噴射期間を長くする方向への補正のみを禁止するようにしている。スワール強度がある値よりも小さい場合は、燃料の蒸発、分散が悪化するため、低温予混合燃焼を実現できなくなる。このような場合に噴射期間を延ばすとPMが悪化してしまふ。本実施形態によりこのような問題を解決することが可能である。なお、スワール強度は上記スワールコントロールバルブ開度より求められる。本実施形態での制御フローは、第6実施形態と全く同様である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施形態が適用されるディーゼルエンジンの概略構成図。

【図2】第1の実施形態による噴射期間制御の要点を示す流れ図。

【図3】比較的低負荷運転域での着火遅れ期間と目標燃料噴射期間との関係を示す特性図。

【図4】比較的高負荷運転域での着火遅れ期間と目標燃料噴射期間との関係を示す特性図。

【図5】シリンダ内の圧縮端温度と着火遅れ期間との関係を示す特性図。

【図6】本発明の第2の実施形態が適用されるディーゼルエンジンの概略構成図。

【図7】エンジン回転数とポリトロープ指数との関係を示す特性図。

【図8】吸入ガス温度とポリトロープ指数との関係を示す特性図。

【図9】EGRバルブのリフト量 L に応じた係数を付与する関数 $f(L)$ の特性図。

【図10】吸入ガス酸素濃度とポリトロープ指数との関係を示す特性図。

【図11】エンジン冷却水温度とポリトロープ指数との関係を示す特性図。

【図 1 2】スワール強度とポリトロップ指数との関係を示す特性図。

【図 1 3】シリンダ内の圧縮端温度および圧縮端圧力と着火遅れ期間との関係を示す特性図。

【図 1 4】吸気マニホールド圧力とシリンダ内圧縮開始時圧力との差圧と、エンジン回転数およびスワールコントロールバルブ開度との関係を示す特性図。

【図 1 5】低温予混合燃焼が可能な運転領域を示す説明図。

【図 1 6】第 4 の実施形態による噴射期間制御の要点を示す流れ図。

【図 1 7】第 6 の実施形態による噴射期間制御の要点を示す流れ図。

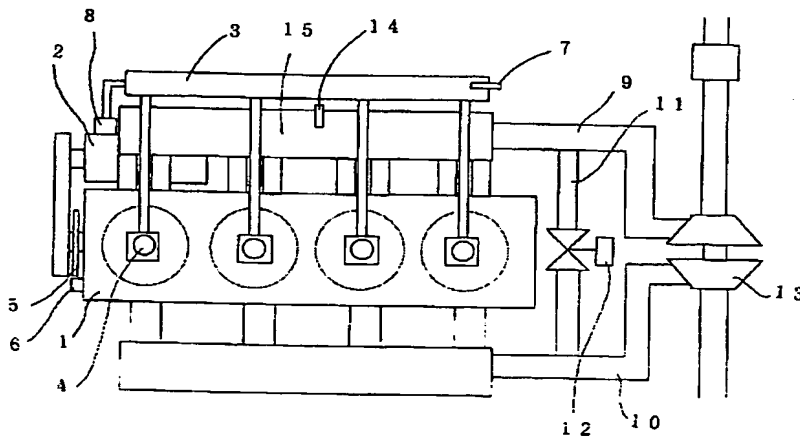
【図 1 8】コモンレール式燃料噴射装置の概略構成図。

【符号の説明】

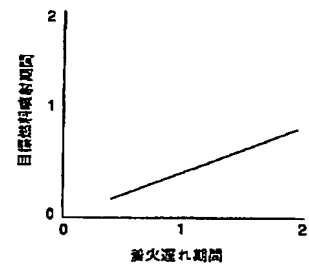
1 エンジン

- 2 高圧サプライポンプ
- 3 蓄圧室
- 4 インジェクタ
- 6 クランク角センサ
- 7 圧力センサ
- 8 プレッチャレギュレータ
- 9 吸気通路
- 10 排気通路
- 11 EGR チューブ
- 12 EGR バルブ
- 13 ターボチャージャ
- 14 吸気温度センサ
- 15 吸気マニホールド
- 16 吸気圧力センサ
- 17 排気マニホールド
- 18 排気圧力センサ

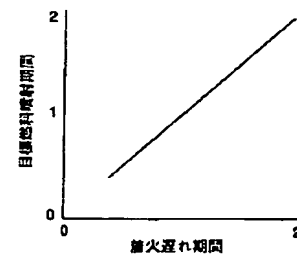
【図 1】



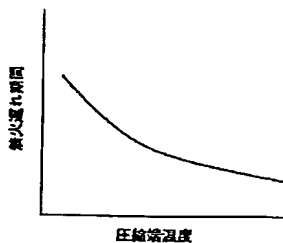
【図 3】



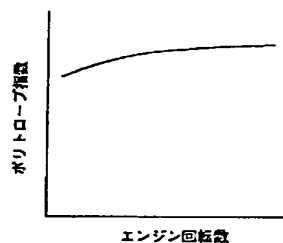
【図 4】



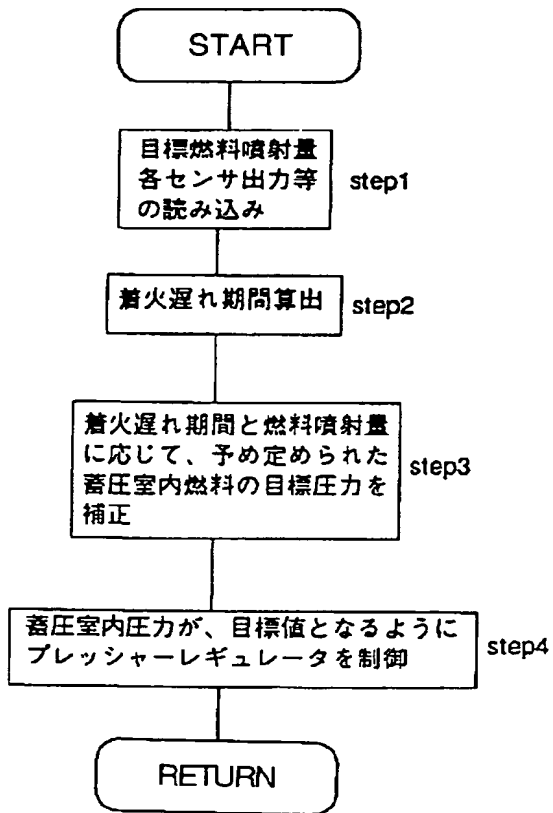
【図 5】



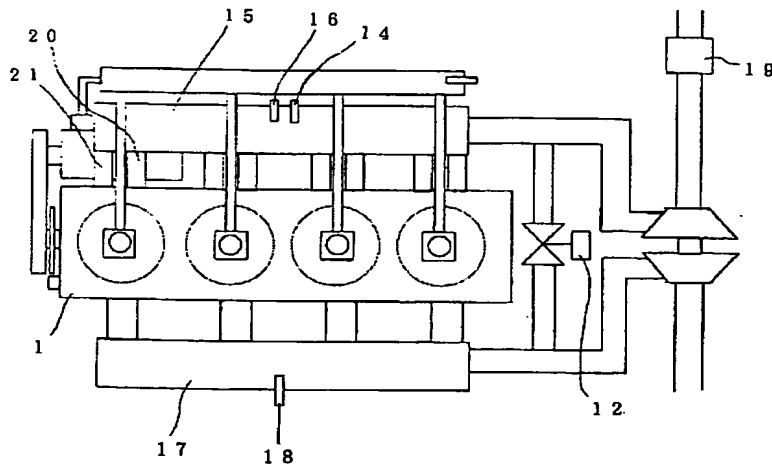
【図 7】



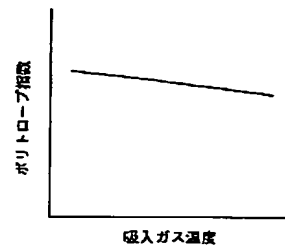
【図 2】



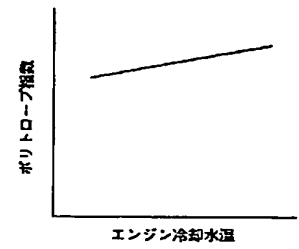
【図 6】



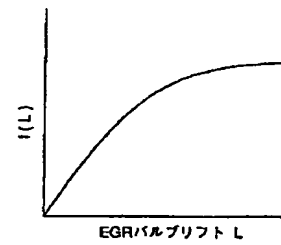
【図 8】



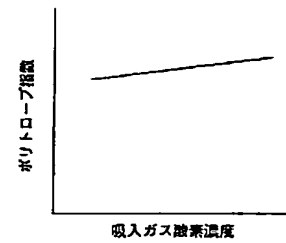
【図 11】



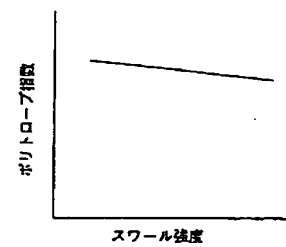
【図 9】



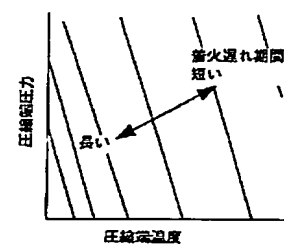
【図 10】



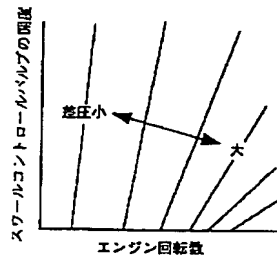
【図 12】



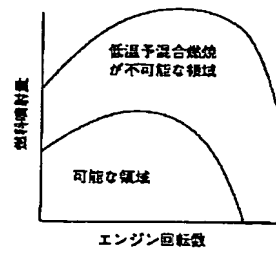
【図 13】



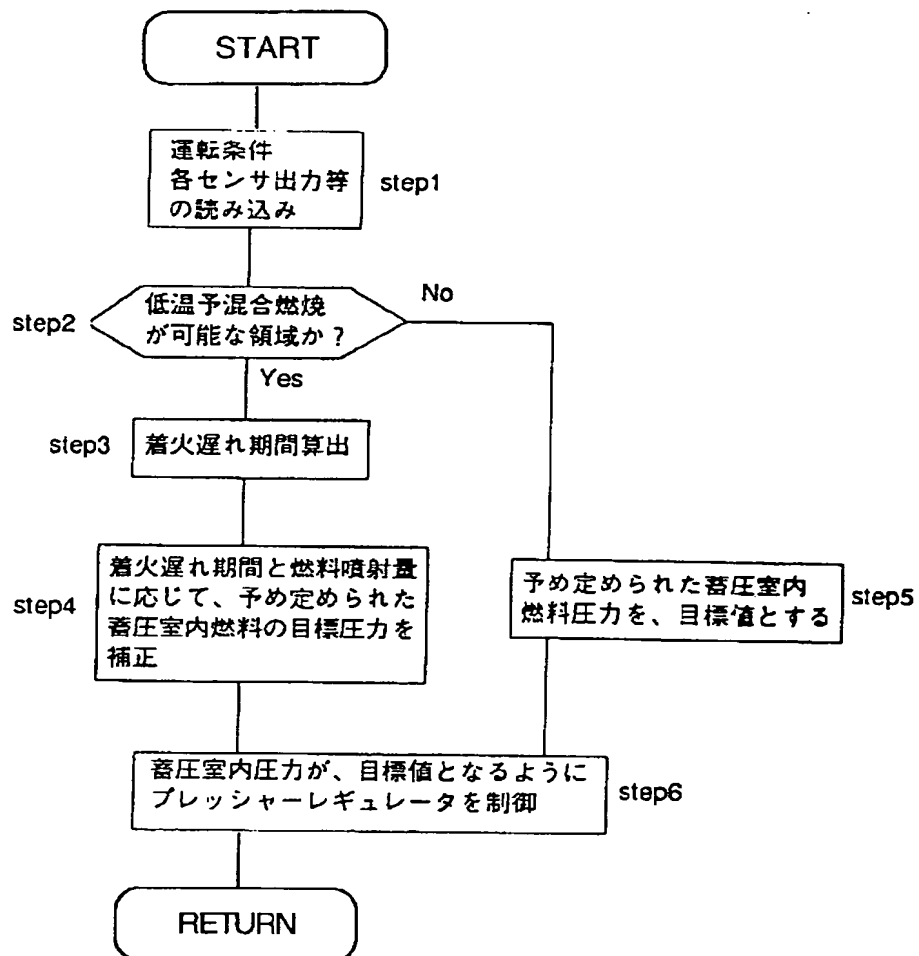
【図 1 4】



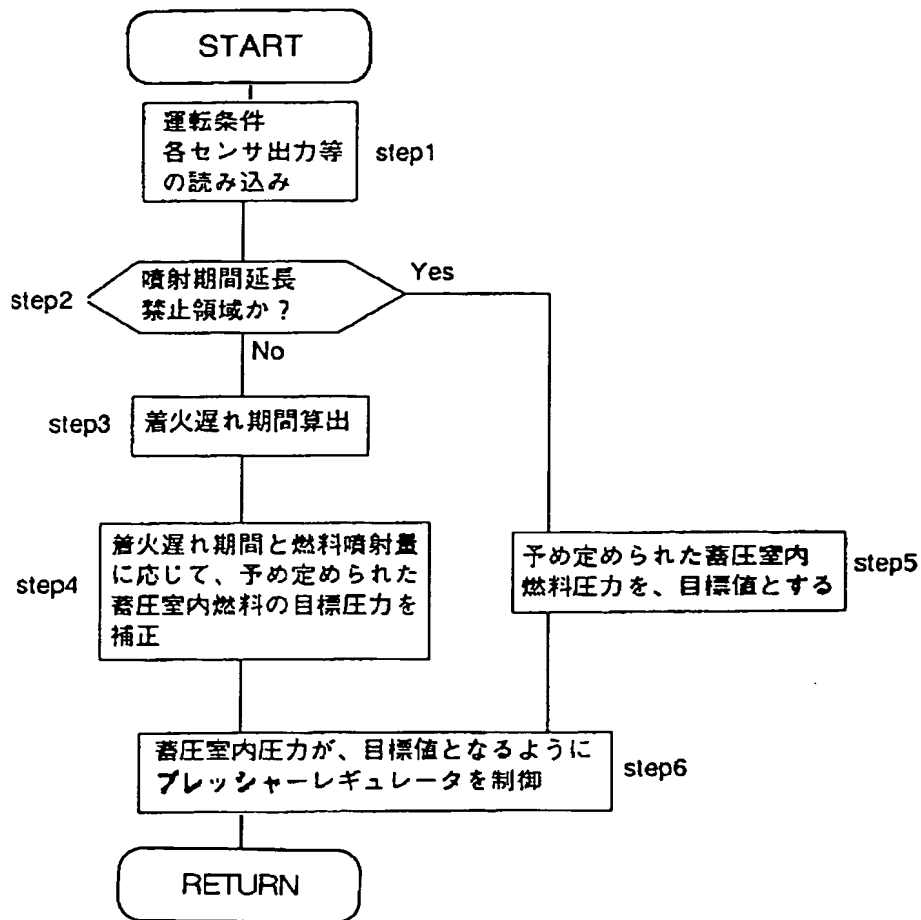
【図 1 5】



【図 1 6】



【図 1 7】



【図 1 8】

